

Sveučilište u Zagrebu  
**Fakultet strojarstva i brodogradnje**

# **ZAVRŠNI RAD**

Voditelj rada:

prof. dr. sc. Zvonimir Guzović

Dinko Morović

Zagreb 2010

# Izjava

Izjavljujem da sam završni projekt preddiplomskog studija radio samostalno i odgovorno uz stručnu pomoć voditelja rada prof.dr.sc. Zvonimira Guzovića kojem se ovim putem srdačno zahvaljujem na bezuvjetnoj i neiscrpoj pomoći tijekom izrade ovog rada. Tijekom izrade završnog rada koristio sam se znanjem stečenim tijekom studija, posebno iz područja turbostrojeva u okviru kolegija Teorija turbostrojeva i Mlazni motori 1, kao i navedenom literaturom.

Dinko Morović



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
**FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE**  
Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite  
Povjerenstvo za završne i diplomske ispite studija zrakoplovstva



Sveučilište u Zagrebu
Fakultet strojarstva i brodogradnje
Datum 10-12-2009 Prilog
Klasa: 602-04/08-6/3
Ur.broj: 15-1703-08-381

## ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **DINKO MOROVIĆ**

Mat. br.: 0035146819

Naslov: **RADIJALNA PLINSKA TURBINA MLAZNOG MOTORA**

Opis zadatka:

Za potrebe pogona krstarećih raketa uobičajeno se koristi turbomlazni motor. Kod postojećeg sklopa turbomlaznog motora koristi se aksijalna plinska turbina. Potisna sila mlaznog motora je 1400 N uz maksimalnu temperatura ciklusa od 1300 K. Pretpostavljena brzina letenja je 220 m/s. Pogonsko gorivo je kerozin. Postoji mogućnost da se umjesto aksijalne plinske turbine koristi radijalna.

U okviru završnog rada stoga je potrebno:

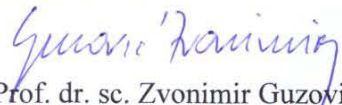
1. međusobno usporediti karakteristike aksijalnih i radijanih turbina;
2. izraditi termodinamički proračun ciklusa turbomlaznog motora;
3. izraditi termodinamički i aerodinamički proračun radijalne plinske turbine;
4. definirati glavne dimenzije rotora radijalne plinske turbine.

U tekstu završnog rada potrebno je navesti upotrebljenu literaturu i eventualnu pomoć tokom izrade.

Zadatak zadan:

11. prosinca 2009.

Zadatak zadao:

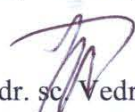
  
Prof. dr. sc. Zvonimir Guzović

Referada za diplomske i završne ispite

Rok predaje rada:

Prosinac 2010.

Predsjednik Povjerenstva:

  
Prof. dr. sc. Vedran Žanić

Obrazac DS - 3Z/PDS - 3Z

# Sažetak

U ovom završnom radu napravljeni su proračuni radijalne plinske turbine koja bi na postojećem turbomlaznom motoru zamijenila aksijalnu plinsku turbinu.

Pretpostavili smo istu iskoristivost turbine radi zadržavanja istih performansi i kompatibilnosti s postojećim motorom. Ulazni podaci za turbinu kao i termodinamički proračun turbomlaznog motora su također ostali nepromijenjeni. Uz postojeći termodinamički proračun motora provjerena je mogućnost uporabe konvergentno divergentne mlaznice koja nije pokazala bolje rezultate.

Prvi proračun turbine temelji se na koeficijentima opterećenja i protoka. Koeficijenti opterećenja i protoka odabrani su tako da turbina ima odgovarajuću iskoristivost i što veći ulazni polumjer. Dodatak tom proračunu je izračun dimenzija rotora po knjizi Ronalda H. Aungiera, nešto novijeg datuma. Rezultat je značajno manji polumjer korjena lopatica na izlazu.

Drugi proračun rađen je potpuno po knjizi Ronalda H. Aungiera uz iste ulazne i izlazne veličine na turbini. Proračun se razlikuje od prethodnog po tome što se temelji na koeficijentu brzine, između ostalog koristi i drugačije iskustvene formule za određivanje dimenzija rotora. Vrlo je bitan podatak da smo uz pretpostavljene iste statičke veličine na izlazu dobili istu brzinu strujanja kao i u prvom proračunu. Dakle slučajno ili ne poklopile su se i sve ostale pretpostavke.

Osim na zakonima fizike oba proračuna zasnivaju se uglavnom na različitim iskustvenim formulama, tj. koriste standardne algoritme za računanje dimenzija rotora.

# Sadržaj

Popis oznaka i mjernih jedinica fizikalnih veličina.....	6
1. Usporedba karakteristika aksijalnih i radijalnih turbina.....	10
2. Termodinamički proračun turbomlaznog motora.....	14
3. Termodinamički i aerodinamički proračun radijalne plinske turbine.....	24
3.1 Preliminarni proračun radijalne plinske turbine temeljen na koeficijentu opterećenja $\psi$ i koeficijentu protoka $\varphi$ .....	24
3.2. Preliminarni proračun radijalne plinske turbine po Aungieru.....	34
4. Glavne dimenzije rotora turbine.....	44
5. Zaključak.....	45
6. Popis literature.....	46

# Popis oznaka i mjernih jedinica fizikalnih veličina

$\alpha$  [°] Kut apsolutne brzine na ulazu u rotor

$\beta$  [°] Kut relativne brzine na ulazu u rotor

$\varepsilon$  Kompresijski omjer

$\Delta p_{ki}$  [%] Gubitak tlaka u komori izgaranja

$\Delta z$  [mm] Dužina rotora

$\eta_k$  Izentropska iskoristivost kompresora

$\eta_t$  Izentropska iskoristivost turbine

$\eta_{us}$  Izentropska iskoristivost usisnika

$\eta_{ml}$  Izentropska iskoristivost mlaznice

$\eta_m$  Mehanička iskoristivost

$\eta_{ki}$  Iskoristivost komore izgaranja

$\eta_e$  Iskoristivost energetske pretvorbe

$\eta_p$  Iskoristivost propulzije (Froudova iskoristivost)

$\eta_u$  Ukupna iskoristivost

$\eta_{ts}$  Iskoristivost stupnja bez iskorištenja izlazne brzine

$\sigma$  Faktor skliza

$\rho_5$  [kg/m<sup>3</sup>] Statička gustoća plinova na izlazu iz mlaznice

$\psi$  Koeicijent opterećenja

$\varphi$  Koeficijent protoka

$A_4$  [m<sup>2</sup>] Površina ulaznog presjeka rotora

$A_5$  [m<sup>2</sup>] Izlazna površina mlaznice

$A_6$  [m<sup>2</sup>] Površina izlaznog presjeka rotora

$b_4$  [mm] Visina lopatica na ulazu u rotor

$b_6$  [mm] Visina lopatica na izlazu iz rotora

$C_a$  [m/s] Brzina letenja

$C_{\theta 4}$  [m/s] Tangencijalna komponenta brzine na ulazu u rotor

$C_{0s}$  [m/s] Teoretska brzina nakon izentropske ekspanzije  
 $C_{\theta 4}^*$  [m/s] Korekcija tangencijalne brzine na ulazu  
 $C_4$  [m/s] Apsolutna brzina na ulazu u rotor  
 $C_6$  [m/s] Statička temperatura na izlazu iz rotora  
 $C_{m4}$  [m/s] Meridionalna brzina na ulazu u rotor  
 $C_{m6}$  [m/s] Meridionalna brzina na izlazu iz rotora  
 $C_5$  [m/s] Brzina plinova na izlazu iz mlaznice  
 $c_p$  [J/kg K] Specifična toplina zraka  
 $c_{pp}$  [J/kg K] Specifična toplina plinova izgaranja (kasnije  $c_p$ )  
 $D_5$  [mm] Promjer izlaznog presjeka mlaznice  
 $F$  [N] Nominalna statička sila potiska  
 $F_{sp}$  Specifična porivna sila  
 $g_t$  Teorijski omjer gorivo/zrak  
 $g_s$  Stvarni omjer gorivo/zrak  
 $g_{sp}$  Specifična potrošnja goriva  
 $H_d$  [kJ/kg] Donja ogrijevna moć goriva  
 $i_4$  [°] Idealni relativni kut na normalu rotora  
 $i_4^*$  [°] stvarni relativni kut na normalu rotora  
 $k$  Eksponent izentropije za zrak  
 $k_p$  Eksponent izentropije za plinove izgaranja (kasnije  $k$ )  
 $K_{B4}$  Faktor blokade lopatica  
 $L_k$  [J/kg] Specifični rad kompresora  
 $L_t$  [J/kg] Specifični rad turbine  
 $M_4$  Machov broj na ulazu u rotor  
 $M_6$  Machov broj na izlazu iz rotora  
 $\dot{m}_p$  [kg/s] Maseni protok plinova izgaranja (kasnije  $\dot{m}$ )  
 $\dot{m}_g$  [kg/s] Maseni protok goriva  
 $\dot{m}_z$  [kg/s] Maseni protok zraka

$N$  Broj lopatica na rotoru

$n_s$  Specifična brzina

$o_6[mm]$  Srednja širina grla

$p_{00}$  [bar] Zaustavni tlak na ulazu u turbinu

$p_{01}$  [bar] Zaustavni tlak iza usisnika

$p_{02}$  [bar] Zaustavni tlak nakon kompresora

$p_{03}$  [bar] Zaustavni tlak na izlazu iz komore izgaranja

$p_5$  [bar] Statički tlak plinova na izlazu iz mlaznice

$p_{04}$  [bar] Zaustavni tlak na izlazu iz turbine

$p_{06}$  [bar] Zaustavni tlak na izlazu iz rotora

$p_a$  [bar] Tlak okoliša

$p_4$  [bar] Statički tlak na ulazu u rotor

$p_6$  [bar] Statički tlak na izlazu iz rotora

$p_{kr}$  [bar] Kritični tlak na mlaznici

$R$  Reaktivnost

$R$  [J/kg K] Individualna plinska konstanta za zrak

$R_p$  [J/kg K] Individualna plinska konstanta za plinove izgaranja (kasnije  $R$ )

$r_4[mm]$  Polumjer rotor na ulazu

$r_6[mm]$  Srednji izlazni polumjer rotora

$r_{6h}[mm]$  Polumjer korjena lopatica na izlazu iz rotora

$r_{6t}[mm]$  Polumjer vrha lopatice na izlazu iz rotora

$s_6[mm]$  Srednji razmak lopatica na izlazu

$T_{01}$  [K] Zaustavna temperatura iza usisnika

$T_{02}$  [K] Zaustavna temperatura iza kompresora

$T_{03}$  [K] Zaustavna temperatura na izlazu iz komore izgaranja

$T_{03}$  [K] Maksimalna temperatura ciklusa

$T_{04}$  [K] Zaustavna temperatura na izlazu iz turbine

$T'_{04}$  [K] Izentropska zaustavna temperatura na izlazu iz turbine



$T_{06}$  [K] Zaustavna temperatura na izlazu iz rotora turbine

$T_4$  [K] Statička temperatura na ulazu u rotor turbine

$T_5'$  [K] Izentropska statička temperatura na izlazu iz mlaznice

$T_5$  [K] Statička temperatura plinova na izlazu iz mlaznice

$T_a$  [K] Temperatura okoliša

$t_{b4}$  [mm] Debljina lopatice na ulazu u rotor

$t_{b6}$  [mm] Debljina lopatice na izlazu iz rotora

$U_4$  [m/s] Obodna brzina na ulazu u rotor

$v_s$  koeficijent brzine

$W_4$  [m/s] Relativna brzina na ulazu u rotor

$Q_6$  [m<sup>3</sup>/s] Volumni protok na izlazu iz rotora

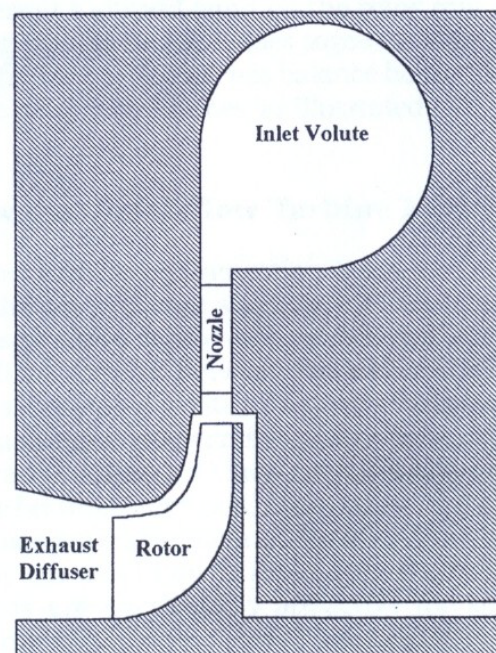
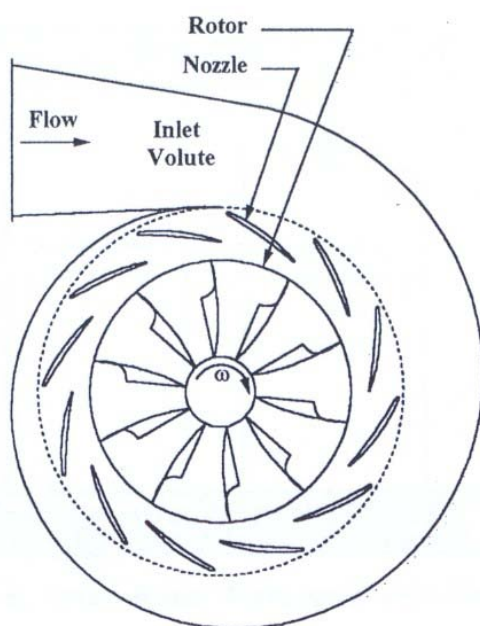
# 1. Usporedba karakteristika aksijalnih i radijalnih turbina

## Uvod

Aksijalne i radijalne turbine su dva najčešća tipa turbina u uporabi. Strujanje kod aksijalnih turbina se uglavnom odvija na konstantnom polumjeru, dok kod radijalne turbine postoji značajno smanjenje polumjera u smjeru toka. Aksijalne turbine mogu biti akcijske i akcijsko reakcijske, kod radijalnih turbina uvijek postoji reaktivnost, odnosno pad tlaka u rotoru.

## Konfiguracija i princip rada

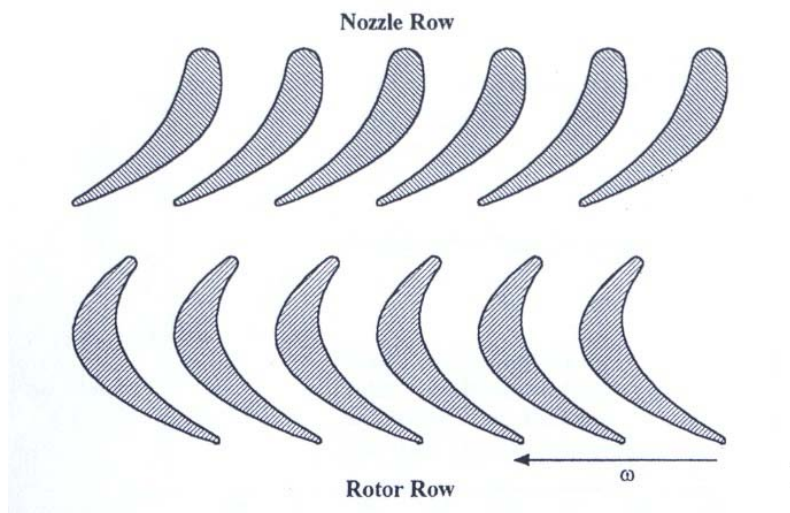
Na slijedećoj slici prikazana je tipična radijalna turbina, pogled sprijeda(lijevo) i bočni(desno):



Plin ulazi u kanal kojem se površina poprečnog presjeka konstantno smanjuje po opsegu, zatim se ubrzava među statorskim lopaticama koje stvaraju vrtlog tj. daju plinu kutnu količinu gibanja. Fluid zatim struji kroz rotor gdje se zavrtloženi plin usporava djelovanjem Coriolisove sile, koja stvara moment i pogoni rotor, kao i daljnja ekspanzija i reakcija plinova u rotoru. Na izlazu turbine može se postaviti i difuzor radi iskorištenja brzine izlaznih plinova što daljnje smanjuje statički tlak na izlazu iz rotora.

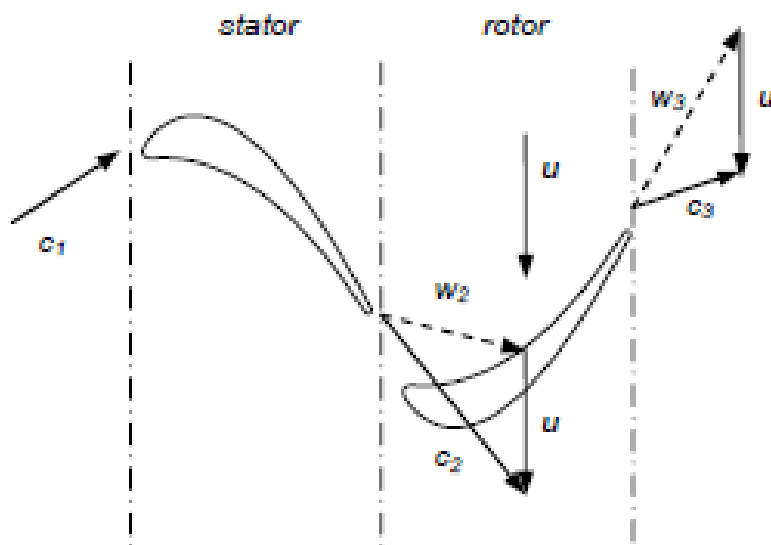
Turbina koja bi se koristila u mlaznom motoru TM 140 ne bi imala takav kanal, već bi plin dolazio po cijelom obodu jednoliko iz komore izgaranja.

Slijedeća slika prkazuje stupanj aksijalne turbine:



Princip rada aksijalne turbine je sličan, ali umjesto Coriolisovog efekta, moment na rotoru stvara razliku tangencijalne komponente relativnih brzina na ulazu i izlazu iz rotora, tj. skretanje struje i reakcija u rotoru. Pošto se strujanje odvija na približno konstantnom polumjeru, ne postoji centrifugalni potencijal koji bi potencirao pad tlaka. Zbog toga je moguća izvedba čisto akcijskih aksijalnih turbina, gdje se ekspanzija odvija samo u statoru.

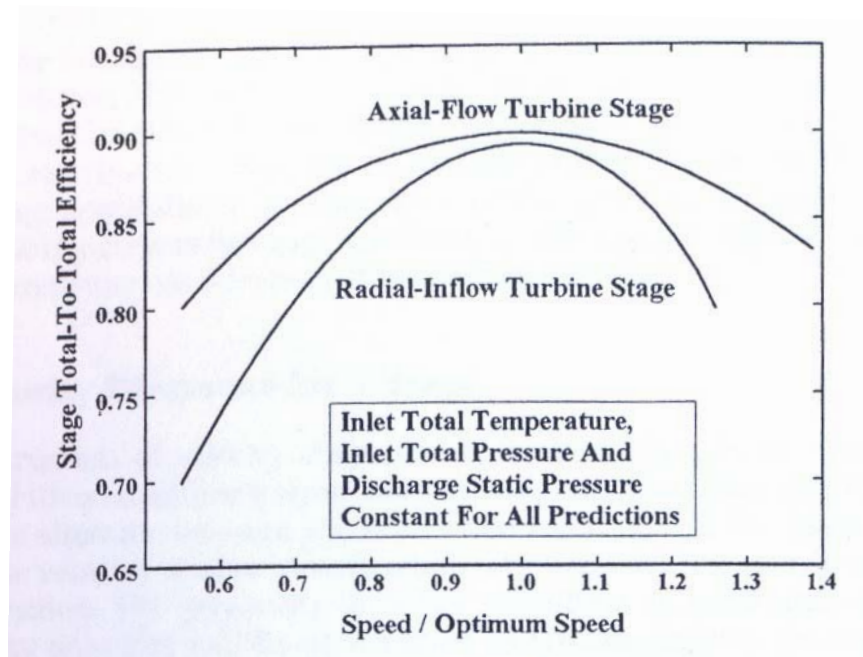
Slika rotora i statora aksijalne turbine sa pripadajućim trokutima brzina:



Konstruktivna prednost aksijalnih turbina je mogućnost slaganja više stupnjeva što kod radijalnih nije tako jednostavno i najčešće su jednostupanjske. Aksijalne turbine također imaju manji promjer za isti protok.

Prednost radijalnih turbina je veći pad tlaka po stupnju, jednostavnost, manja cijena i masa. Također su i manje osjetljive na grube tolerancije, imaju manji broj lopatica koje mogu biti jednostavnog profila. To ih čini posebno pogodnim za mikroturbine, pogotovo one jeftine.

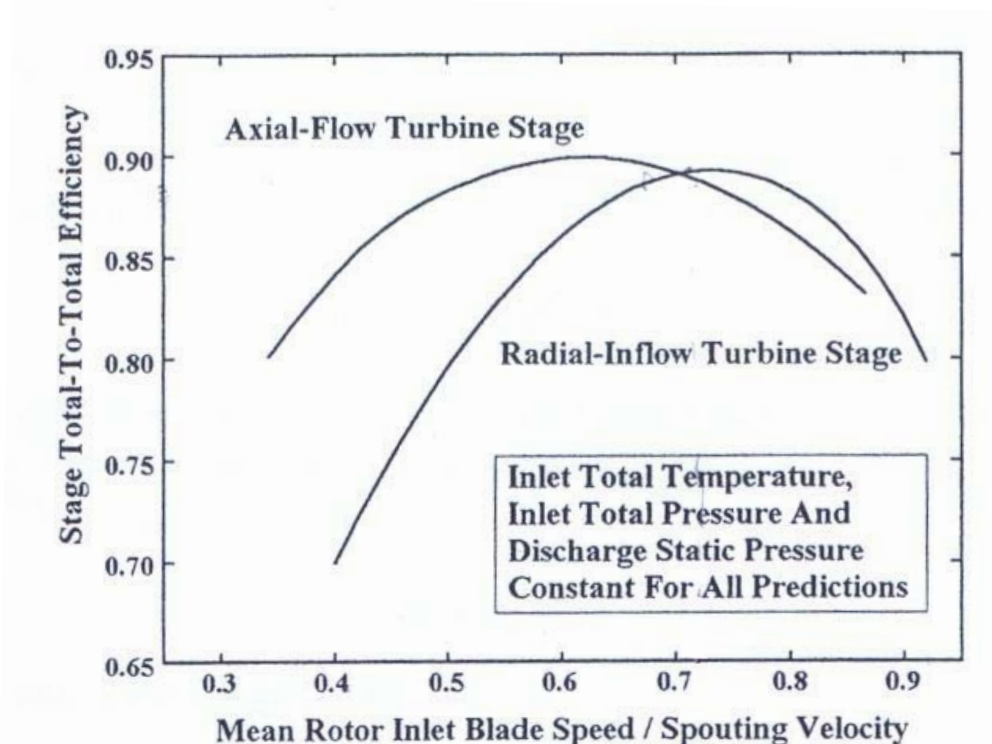
Slijedeći dijagram pokazuje promjenu iskoristivosti ovisno o režimu rada:



Na apscisi je prikazan odnos brzine vrtnje rotora u odnosu na optimalnu brzinu vrtnje a na ordinati učinkovitost u odnosu na totalne veličine stanja na ulazu i izlazu iz turbine.

Radijalne turbine su očito osjetljivije na vanprojektni režim rada i općenito imaju manju iskoristivost.

Slijedeći dijagram pokazuje ovisnost učinkovitosti turbine (ordinata) o bezdimenzijskom parametru  $v_s = U_4/C_{0s}$  (apscisa):

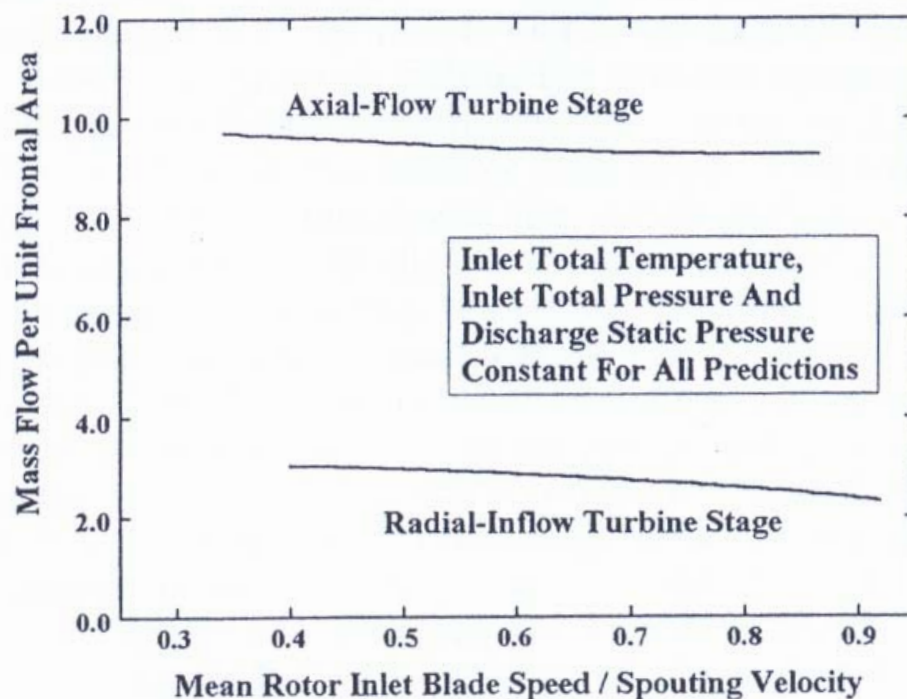


Brzina  $C_{0s}$  predstavlja teoretsku brzinu uslijed izentropske ekspanzije sa zaustavnih veličina na ulazu u turbinu na statički tlak na izlazu iz turbine.

Ako pretpostavimo da je brzina  $C_{0s}$  ista za aksijalni i za radijalni stupanj, očito je da radijalne turbine rade sa većom obodnom brzinom  $U_4$ .

U nekim slučajevima to može predstavljati mehanički problem zbog većih naprezanja, ali isto tako omogućuje radijalnoj turbini da ima veći specifični rad po stupnju.

Slijedeći dijagram prikazuje ovisnost masenog protoka po čeonoj površini (ordinata) u odnosu na isti bezdimenzijski parametar  $v_s$  (apscisa):



Čeona površina se kod aksijalnog stupnja mjeri od vrha lopatica, kod radijalnog stupnja ulaz u statorske lopatice.

Prednost aksijalnog stupnja je očita, po istoj čeonoj površini i pri optimalnom režimu rada aksijalni stupanj ima više nego četverostruki maseni protok. Manja čeona površina je bitna radi bplje aerodinamike aviona.

Radijalne i aksijalne turbine mogu se kombinirati. U tom slučaju aksijalna turbina se nastavlja na izlaz iz radijalne turbine.

## Zaključak

Prednosti i nedostaci oba tipa turbina su očiti. Primjerice ako nam je bitna što manja čeona površina, veća iskoristivost pogotovo izvan optimalnog režima rada, koristiti ćemo aksijalnu turbinu. Ako potrebe upućuju na jeftino i jednostavno rješenje, pogotovo u slučaju mikroturbina, odabrati ćemo radijalnu turbinu.

## 2. Termodinamički proračun turbomlaznog motora

Tehnički zahtjevi za turbomlazni motor:

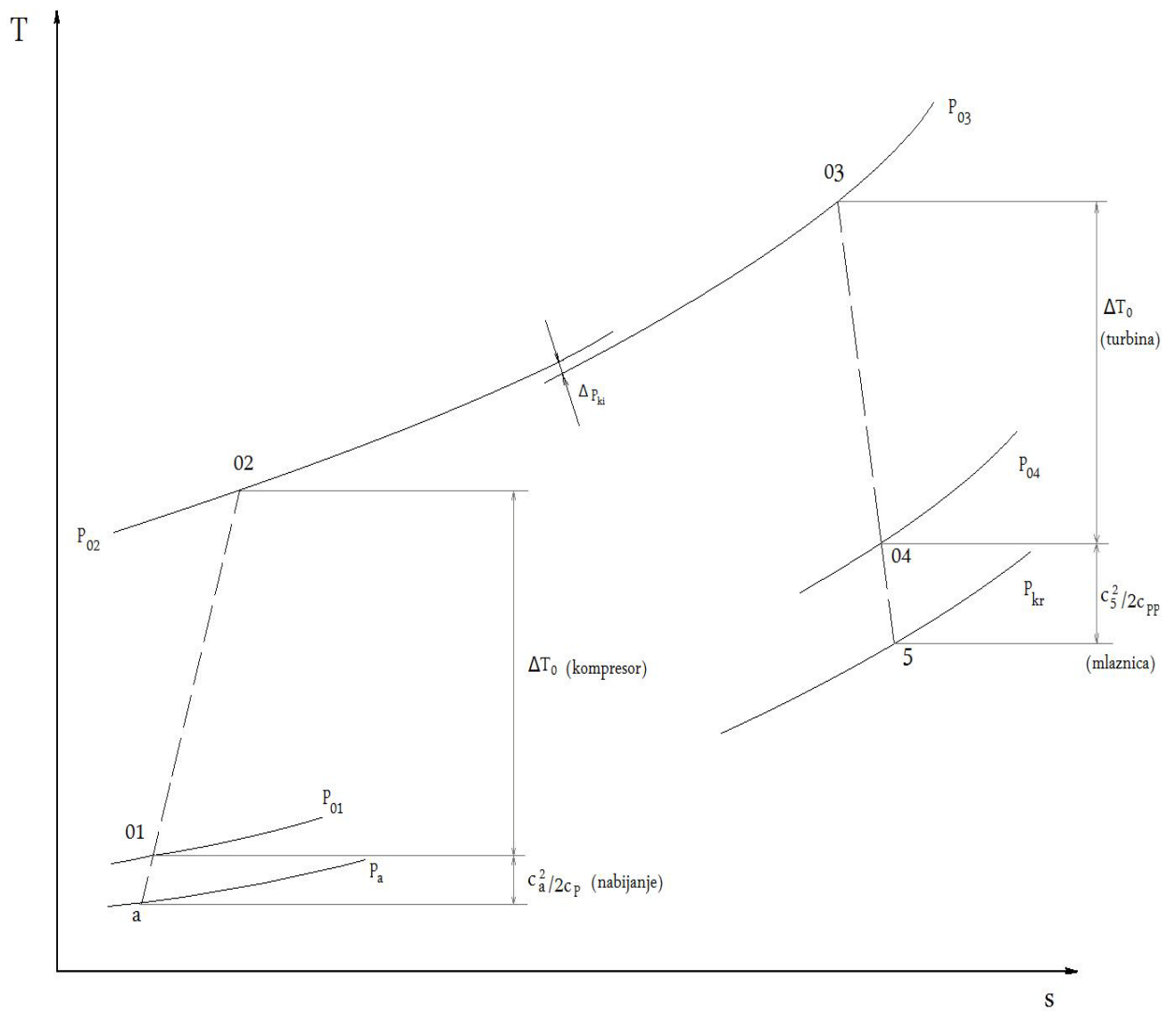
- Nominalna statička sila potiska..... $F=1400$  N
- Brzina letenja..... $C_a=220$  m/s
- Maksimalna temperatura ciklusa..... $T_{03}=1300$  K
- Donja ogrijevna moć goriva..... $H_d=42800$  kJ/kg

Podaci za proračun:

- Tlak okoliša..... $p_a=1.013$  bar
- Temperatura okoliša..... $T_a=288$  K
- Kompresijski omjer..... $\varepsilon=4$
- Izentropska iskoristivost kompresora..... $\eta_k=0.8013$
- Izentropska iskoristivost turbine..... $\eta_t=0.86$
- Izentropska iskoristivost usisnika..... $\eta_{us}=0.93$
- Izentropska iskoristivost mlaznice..... $\eta_{ml}=0.95$
- Mehanička iskoristivost..... $\eta_m=0.99$
- Iskoristivost komore izgaranja..... $\eta_{ki}=0.97$
- Gubitak tlaka u komori izgaranja..... $\Delta p_{ki}=6$  %
- Specifična toplina zraka..... $c_p=1005$  J/kg K
- Specifična toplina plinova izgaranja..... $c_{pp}=1155$  J/kg K
- Individualna plinska konstanta za zrak..... $R=287$  J/kg K
- Individualna plinska konstanta za plinove izgaranja..... $R_p=289$  J/kg K
- Eksponent izentrope za zrak..... $k=1.4$
- Eksponent izentrope za plinove izgaranja..... $k_p=1.333$

## Termodinamički proračun:

### 2.1. Prikaz ciklusa turbomlaznog motora u T-s dijagramu



## 2.2. Zaustavna temperatura i tlak iza usisnika $T_{01}$ odnosno $p_{01}$

Pošto se mjerenje potisne sile motora vrši u na zemlji u stanju mirovanja, proračun se radi za statičke uvjete. Prema tome:

$$T_{01}=T_a$$

$$p_{01}=p_a$$

U slučaju da postoji brzina letenja,  $C_a \neq 0$ :

$$T_{01}=T_a+C_a^2/2c_p$$

$$p_{01}=p_a(1 + \eta_{us}C_a^2/2c_pT_a)^{k/(k-1)}$$

Iako to možda nije točno, usisnik u ovom proračunu ima jedino ulogu pretvorbe kinetičke energije nabojnog zraka u nabojni tlak. Pri  $C_a=0$  nema gubitaka u usisniku.

## 2.3. Zaustavni tlak na izlazu iz kompresora $p_{02}$

$$p_{02}=\epsilon p_{01}$$

$$p_{02}=4.052 \text{ bar}$$

## 2.4. Razlika zaustavnih temperatura na izlazu i ulazu kompresora

$$T_{02}-T_{01}=(T_{01}/\eta_k)\left[\left(\frac{p_{02}}{p_{01}}\right)^{\frac{k-1}{k}}-1\right]$$

$$T_{02}-T_{01}=174.674 \text{ K}$$

## 2.5. Specifični rad kompresora $L_k$

$$L_k=c_p(T_{02}-T_{01})$$

$$L_k=175.5474 \text{ kJ/kg}$$

## 2.6. Zaustavna temperatura na ulazu u komoru izgaranja $T_{02}$

$$T_{02}=T_{01}+(T_{02}-T_{01})$$

$$T_{02}=462.674 \text{ K}$$



## 2.7. Razlika zaustavnih temperatura na izlazu i ulazu u komoru izgaranja

$$T_{03}-T_{02}=837.326 \text{ K}$$

## 2.8. Zaustavni tlak na izlazu iz komore izgaranja $p_{03}$

$$p_{03}=p_{02}(1-\Delta p_{ki}/p_{02})$$

$$p_{03}=3.809 \text{ bar}$$

## 2.9. Razlika zaustavnih temperatura na ulazu i izlazu iz turbine

$$T_{03}-T_{04}=L_k/(\eta_m c_{pp})$$

$$T_{03}-T_{04}=153.524 \text{ K}$$

## 2.10. Zaustavna temperatura na izlazu iz turbine $T_{04}$

$$T_{04}=T_{03}-(T_{03}-T_{04})$$

$$T_{04}=1146.476 \text{ K}$$

## 2.11. Specifični rad turbine $L_t$

$$L_t=c_{pp}(T_{03}-T_{04})=L_k/\eta_m$$

$$L_t=177.32 \text{ kJ/kg}$$

## 2.12. Izentropska zaustavna temperatura na izlazu iz turbine $T'_{04}$

$$T'_{04}=T_{03}-(T_{03}-T_{04})/\eta_t$$

$$T'_{04}=1121.48 \text{ K}$$

### 2.13. Zaustavni tlak na izlazu iz turbine $p_{04}$

$$p_{04}=p_{03} (T'_{04}/T_{03})^{k_p/(k_p-1)}$$

$$p_{04}=2.1087 \text{ bar}$$

### 2.14. ekspanzijski omjer mlaznice $p_{04}/p_a$

$$p_{04}/p_a=2.082$$

### 2.15. Kritični omjer tlakova

$$p_{04}/p_{kr}=1/\left[1 - \left(\frac{1}{\eta_{ml}}\right) \left(\frac{k_p-1}{k_p+1}\right)\right]^{k_p/(k_p-1)}$$

$$p_{04}/p_{kr}=1.919$$

### 2.16. Odabir tipa mlaznice

Zuustavni tlak je tek neznatno veći od kritičnog, pa iako imamo teoretske uvjete za konvergentno divergentnu mlaznicu, u praksi oni nisu opravdani.

Odabiremo konvergentnu mlaznicu, strujanje je gušeno.

### 2.17. statička temperatura plinova na izlazu iz mlaznice $T_5$

$$T_5=T_{kr}=T_{04}(2/(k_p+1))$$

$$T_5=982.834 \text{ K}$$

### 2.18. Statički tlak plinova na izlazu iz mlaznice

$$p_5=p_{kr}=p_{04} / (p_{04}/p_{kr})$$

$$p_5=1.099 \text{ bar}$$

### 2.19. Statička gustoća plinova na izlazu iz mlaznice $\rho_5$

$$\rho_5 = p_5 / R_p T_5$$

$$\rho_5 = 0.387 \text{ kg/m}^3$$

### 2.20. Brzina plinova na izlazu iz mlaznice $C_5$

Tok je gušen, dakle plinovi na izlazu postižu lokalnu brzinu zvuka  $C_5 = a_5$

$$C_5 = \sqrt{k_p R_p T_5}$$

$$C_5 = 615.324 \text{ m/s}$$

### 2.21. Omjer izlazne površine mlaznice i masenog protoka

$$A_5 / \dot{m}_p = 1 / C_5 \rho_5$$

$$A_5 / \dot{m}_p = 0.0042$$

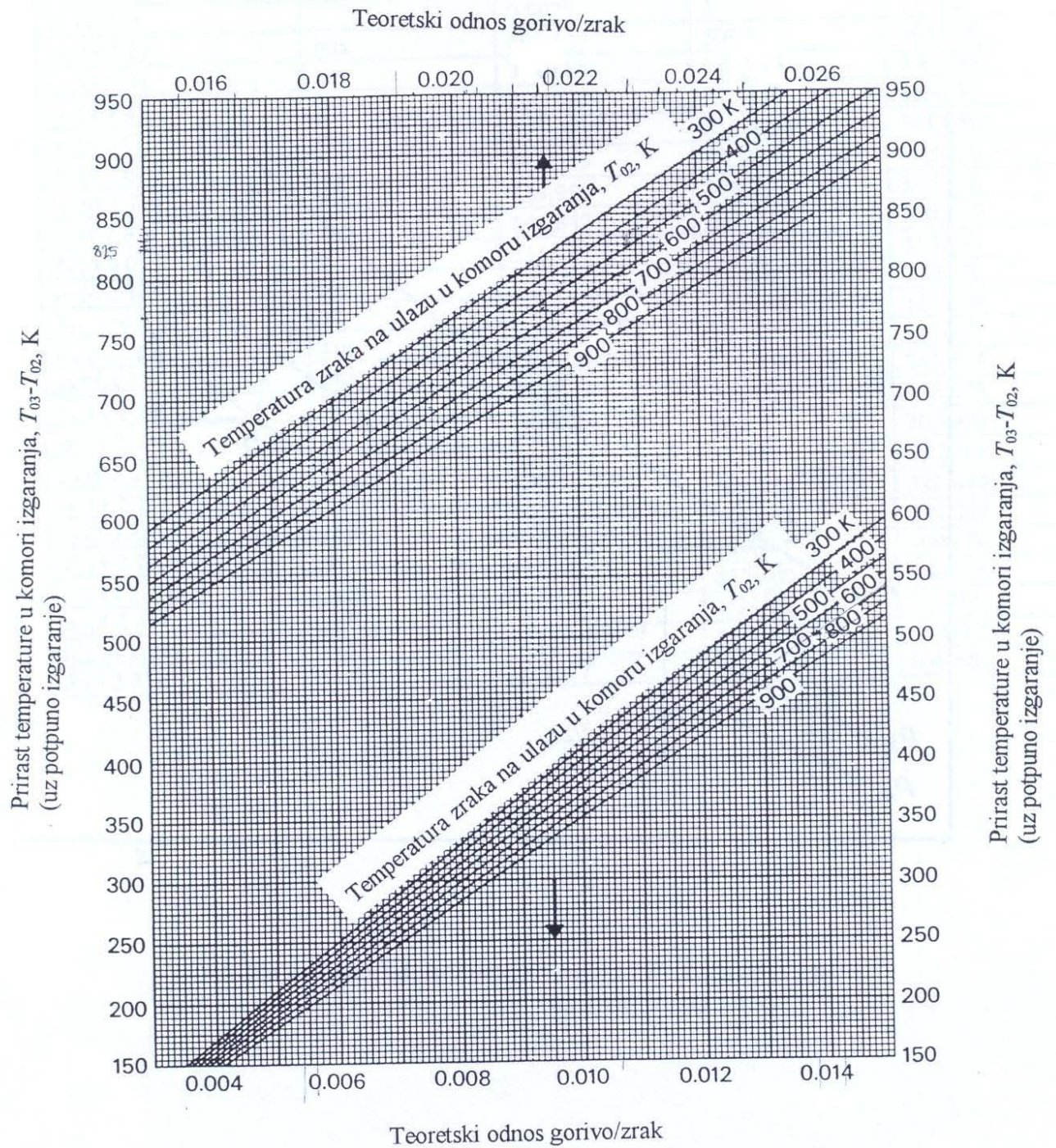
### 2.22. Specifična porivna sila $F_{sp}$

$$F_{sp} = F / \dot{m}_p$$

$$F_{sp} = (C_5 - C_a) + (A_5 / \dot{m}_p) (p_{kr} - p_a)$$

$$F_{sp} = 651.439 \text{ Ns/kg}$$

## 2.23. Teorijski omjer gorivo/zrak $g_t$



SL.2. TEORETSKI ODNOS GORIVO-ZRAK U ZAVISNOSTI O PRIRASTU TEMPERATURE U KOMORI IZGARANJA

očitano iz dijagrama:

$$g_t = 0.0229$$

#### 2.24. Stvarni omjer gorivo/zrak $g_s$

$$g_s = g_t / \eta_{ki}$$

$$g_s = 0.0236$$

#### 2.25. Specifična potrošnja goriva $g_{sp}$

$$g_{sp} = 3600 \, g_s / F_{sp}$$

$$g_{sp} = 0.1304 \, \text{kg/hN}$$

#### 2.26. Maseni protok plinova izgaranja $\dot{m}_p$

$$F_{sp} = F / \dot{m}_p$$

$$\dot{m}_p = 2.15 \, \text{kg/s}$$

#### 2.27. Maseni protok zraka $\dot{m}_z$

$$\dot{m}_z = \dot{m}_p / (1 + g_s)$$

$$\dot{m}_z = 2.1 \, \text{kg/s}$$

#### 2.28. Maseni protok goriva $\dot{m}_g$

$$\dot{m}_g = \dot{m}_p / (1 + 1/g_s)$$

$$\dot{m}_g = 0.05 \, \text{kg/s}$$

#### 2.29. Potrebna izlazna površina konvergentne mlaznice

$$A_5 / \dot{m}_p = 0.0042$$

$$A_5 = 0.00903 \, \text{m}^2$$

### 2.30. Promjer izlaznog presjeka mlaznice $D_5$

$$D_5 = \sqrt{4A_5/\Pi}$$

$$D_5 = 107.2 \text{ mm}$$

### 2.31. Iskoristivost energetske pretvorbe $\eta_e$

Iskoristivost energetske pretvorbe definirana je kao omjer snage mlaza i toplinskog toka.

$$\eta_e = (\dot{m}_p (C_5^2 - C_a^2) / 2) / \dot{m}_g H_d$$

$$\eta_e = 19.2 \%$$

### 2.32. Iskoristivost propulzije (Froudova iskoristivost) $\eta_p$

$$\eta_p = 2 / (1 + C_5 / C_a)$$

Pošto je brzina leta  $C_a = 0$  očito je da je i iskoristivost  $\eta_p = 0$

### 2.33. Ukupna iskoristivost $\eta_u$

$$\eta_u = \eta_e \eta_p$$

$$\eta_u = 0$$

### 2.34.1. Odabir pravilno proširene konvergentno divergentne mlaznice

U pravilno proširenoj konvergentno divergentnoj mlaznici plinovi ekspandiraju na okolišni tlak i postižu brzinu strujanja veću od lokalne brzine zvuka.

Pošto plinovi potpuno ekspandiraju očekivana brzina na izlazu bi trebala biti veća, komponenta potiska od pretlaka ne postoji jer je tlak na izlazu iz mlaznice jednak okolišnom.

$$p_5 = p_a$$

### 2.34.2. Izentropska statička temperatura na izlazu $T_5'$

Statička temperatura koju bi plin imao kada bi izentropski ekspandirao na okolišni tlak:

$$T_5' = T_{04} (p_a / p_{04})^{k_p / (k_p - 1)}$$

$$T_5' = 954.563 \text{ K}$$

### 2.34.3 Brzina na izlazu iz konvergentno divergentne mlaznice $C_5$

$$C_5 = \sqrt{2 c_{pp} \eta_{ml} (T_{04} - T_5')}$$

$$C_5 = 648.96 \text{ m/s}$$

Kao što je i očekivano, brzina je veća nego kod konvergentne mlaznice.

### 2.34.4. Specifični potisak $F_{sp}$

Tlak na izlazu iz mlaznice je jednak okolišnom a brzina leta je 0, tako da formula

$$F_{sp} = (C_5 - C_a) + (A_5 / \dot{m}_p) (p_5 - p_a)$$

prelazi u

$$F_{sp} = C_5$$

$$F_{sp} = 648.96 \text{ Ns/kg}$$

Specifični potisak je ostao otprilike isti, čak je i neznatno majni, vjerojatno zbog gubitaka u mlaznici.

Zbog približno istih rezultata daljnji proračun nije potreban.

Rezultat potvrđuje opravdanost odabira konvergentne mlaznice.

### 3. Termodinamički i aerodinamički proračun radijalne plinske turbine

#### 3.1 Preliminarni proračun radijalne plinske turbine temeljen na koeficijentu opterećenja $\psi$ i koeficijentu protoka $\phi$

Koeficijent opterećenja određen je obodnom brzinom na ulazu u rotor  $U_4$  i može se izraziti Eulerovom jednačinom turbostroja

$$\psi = \frac{\Delta h_0}{U_4^2} = \frac{C_{\theta 4}}{U_4} - \varepsilon \frac{C_{\theta 6}}{U_4}$$

gdje je  $\varepsilon = r_6/r_4$  omjer polumjera na izlazu i ulazu iz rotora. Kod dobro konstruirane turbine nema vrtloga na izlazu iz rotora pa je tangencijalna komponenta brzine  $C_{\theta 6}$  jednaka nuli. Zbog toga drugi član u izrazu možemo zanemariti i jednačinu aproksimirati

$$\psi \cong \frac{C_{\theta 4}}{U_4}$$

Koeficijent protoka je definiran odnosom meridionalne komponente brzine na izlazu iz rotora i obodne brzine na ulazu u rotor

$$\phi = \frac{C_{m6}}{U_4}$$

Poznato:

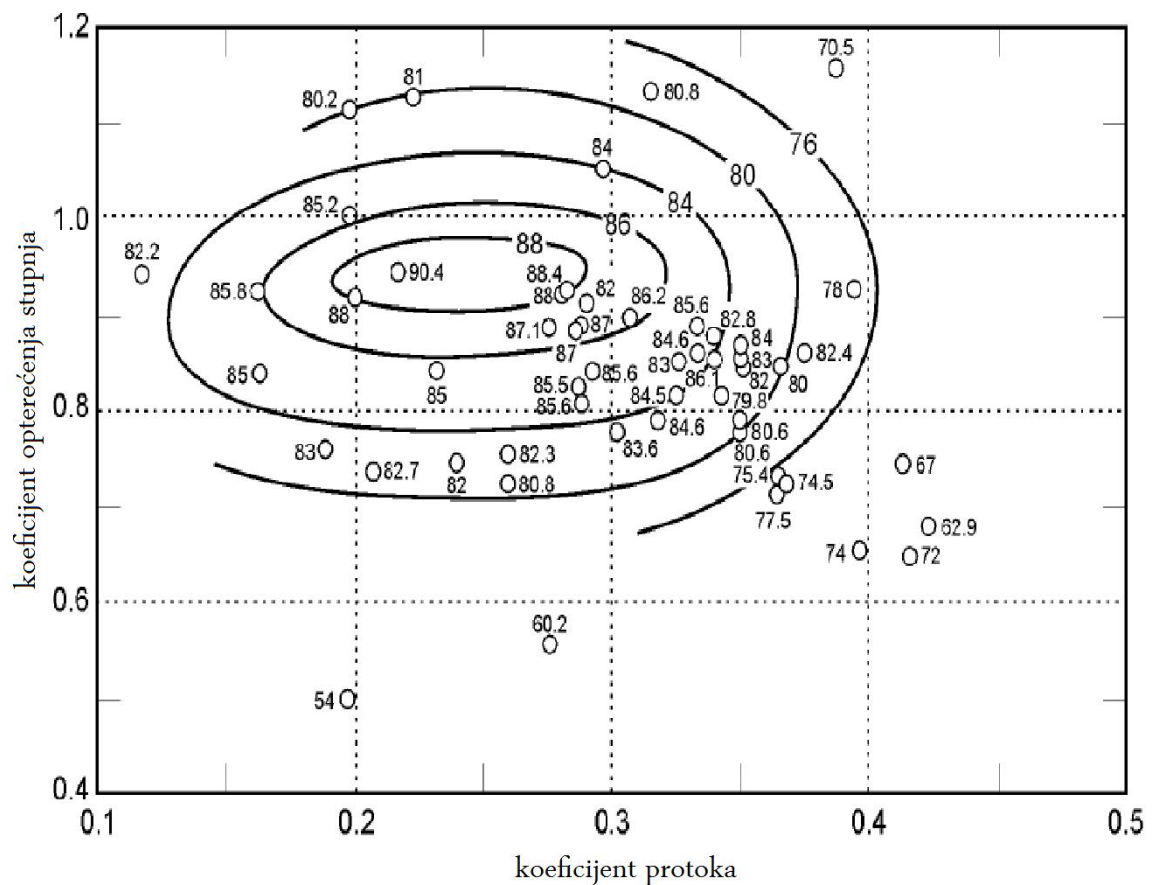
$L_t = 177\,320 \text{ J/kg}$	specifični rad turbinskog stupnja
$T_{00} = 1300 \text{ K}$	zaustavna temperatura na ulazu u turbinu
$p_{00} = 3.089 \text{ bar}$	zaustavni tlak na ulazu u turbinu
$\dot{m} = 2.15 \text{ kg/s}$	maseni protok plinova kroz turbinu
$R = 289 \text{ J/kgK}$	plinska konstanta
$c_p = 1135 \text{ J/kgK}$	specifični toplinski kapacitet (izobarni)
$k = 1.333$	eksponent izentropije
$n = 515.88 \text{ okr/s}$	brzina vrtnje



### 3.1.1. Odabir koeficijenta opterećenja i protoka

Zbog relativno velikog masenog protoka u odnosu na rad stupnja potrebno je izabrati koeficijente tako da omjer ulaznog i izlaznog polumjera na bude pre mali. Dakle potreban je što manji  $\psi$  radi što veće obodne brzine tj većeg ulaznog polumjera , i što manji  $\phi$  radi što veće izlazne brzine tj. Manje izlazne površine i polumjera. Također je poželjna ista iskoristivost radi kompatibilnosti sa postojećim motorom.

Slijedeći dijagram pokazuje ovisnost iskorištenja radijalne turbine o koeficijentima opterećenja i protoka. Podaci su dobiveni ispitivanjem četrdesetak različitih turbina različitih namjena.



Odabrano:

$$\psi=0.85$$

$$\varphi=0.32$$

$$\eta=0.86$$

### 3.1.2. Obodna brzina na ulazu u rotor $U_4$

$$\psi = L_t / U_4^2$$

$$U_4 = 456.74 \text{ m/s}$$

### 3.1.3. Meridionalna brzina na izlazu iz rotora $C_{m6}$

$$\phi = C_{m6} / U_4$$

$$C_{m6} = 146.16 \text{ m/s}$$

### 3.1.4. Tangencijalna komponenta brzine na ulazu u rotor $C_{\theta 4}$

$$C_{\theta 4} = \psi \cdot U_4$$

$$C_{\theta 4} = 388.22 \text{ m/s}$$

### 3.1.5. Meridionalna brzina na ulazu u rotor

$$\xi = C_{m4} / C_{m6}$$

$$\xi = 1 \text{ (poželjan omjer meridionalnih brzina na ulazu i izlazu) } C_{m4}$$

$$C_{m4} = 146.16 \text{ m/s}$$

### 3.1.6. Apsolutna brzina na ulazu u rotor $C_4$

$$C_4 = \sqrt{C_{\theta 4}^2 + C_{m4}^2}$$

$$C_4 = 479.58 \text{ m/s}$$

### 3.1.7. Kut apsolutne brzine na ulazu u rotor $\alpha$

$$\sin \alpha = C_{\theta 4} / C_4$$

$$\alpha = 54.05^\circ$$

### 3.1.7. Kut relativne brzine na ulazu u rotor $\beta$

$$\tan \beta = (C_{\theta 4} - U_4)$$

$$\beta = -25.11^\circ$$

### 3.1.9. Relativna brzina na ulazu u rotor $W_4$

$$W_4 = \sqrt{(C_{\theta 4} - U_4)^2 + C_{m4}^2}$$

$$W_4 = 161.42 \text{ m/s}$$

### 3.1.10 Trokut brzina na ulazu u rotor

$$U_4 = 456.74 \text{ m/s}$$

$$C_4 = 479.58 \text{ m/s}$$

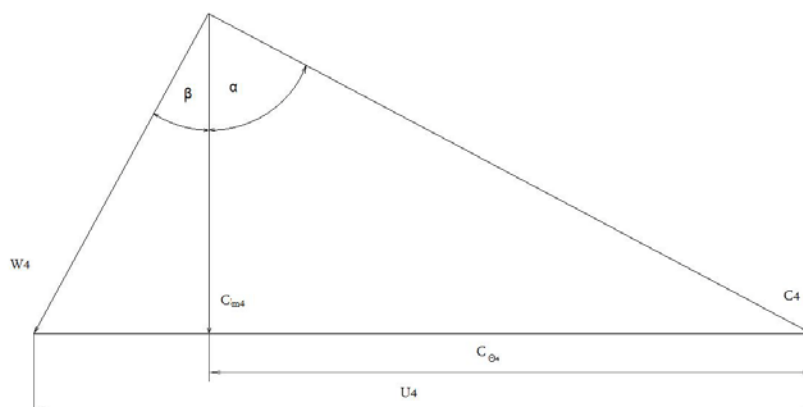
$$C_{\theta 4} = 388.22 \text{ m/s}$$

$$W_4 = 161.42 \text{ m/s}$$

$$C_{m4} = 146.16 \text{ m/s}$$

$$\alpha = 54.05^\circ$$

$$\beta = 25.11^\circ$$



### 3.1.11. Statička temperatura na ulazu u rotor $T_4$

$$T_4 = T_{00} - C_4^2 / 2c_p$$

$$T_4 = 1200.43 \text{ K}$$

### 3.1.12. Machov broj na ulazu u rotor $M_4$

$$M_4 = C_4 / \sqrt{k R T_4}$$

$$M_4 = 0.705$$

### 3.1.13. Statički tlak na ulazu u rotor $p_4$

Uz pretpostavku izentropskog strujanja u statoru:

$$p_4 = p_{00} (T_4 / T_{00})^{k/(k-1)}$$

$$p_4 = 2.7687 \text{ bar}$$

### 3.1.14. Površina ulaznog presjeka rotora $A_4$

$$A_4 = \dot{m} R T_4 / p_4 C_{m4}$$

$$A_4 = 0.01843 \text{ m}^2$$

### 3.1.15. Polumjer rotor na ulazu $r_4$

$$r_4 = U_4 / 2\pi n$$

$$r_4 = 0.1419$$

### 3.1.16. Visina lopatica na ulazu u rotor $b_4$

$$b_4 = A_4 / 2\pi r_4$$

$$b_4 = 0.02082 \text{ m}$$

### 3.1.17. Zaustavna temperaturana izlazu iz rotora $T_{06}$

$$T_{06}=T_{00}-L_t/c_p$$

$$T_{06}=1146.47 \text{ K}$$

### 3.1.18. Statička temperatura na izlazu iz rotora $C_6$

Uz pretpostavku da nema vrtloga na izlazu iz rotora

$$C_6=C_{m6}=146.16$$

$$T_6=T_{06}-C_6^2/2c_p$$

$$T_6=1137.22 \text{ K}$$

### 3.1.19. Zaustavni tlak na izlazu iz rotora $p_{06}$

$$p_{06}=p_{00}(1-L_t/c_p T_0 \eta)^{k/(k-1)}$$

$$p_{06}=2.1087 \text{ bar}$$

### 3.1.20. Statički tlak na izlazu iz rotora $p_6$

$$p_6=p_{06}(T_6/T_{06})^{k/(k-1)}$$

$$p_6=2.0414 \text{ bar}$$

### 3.1.21. Machov broj na izlazu iz rotora $M_6$

$$M_6=C_6/\sqrt{k R T_6}$$

$$M_6=0.22$$

### 3.1.22. Površina izlaznog presjeka rotora $A_6$

$$A_6=\dot{m} R T_6/p_6 C_6$$

$$A_6=0.02368 \text{ m}^2$$

3.1.23. Polumjer korjena lopatica na izlazu iz rotora  $r_{6h}$

$$r_{6h}/r_4 = 0.3$$

$$r_{6h} = 0.04227 \text{ m}$$

3.1.24. Polumjer vrha lopatice na izlazu iz rotora  $r_{6t}$

$$r_{6t} = \sqrt{r_{6h}^2 + A_6/\Pi}$$

$$r_{6t} = 0.09656 \text{ m}$$

3.1.25. Srednji izlazni polumjer rotora  $r_6$

$$r_6 = (r_{6t} + r_{6h})/2$$

$$r_6 = 0.0694 \text{ m}$$

3.1.26. Visina lopatica na izlazu  $b_6$

$$b_6 = r_{6t} - r_{6h}$$

$$b_6 = 0.05429 \text{ m}$$

3.1.27. Odnos ulaznog i izlaznog polumjera rotora  $r_{6t}/r_4$

$$r_{6t}/r_4 = 0.6853$$

3.1.28. Broj lopatica na rotoru  $N$

$$C_{\theta 4}/U_4 = 1 - \Pi r_4 / 2N(r_4 - r_{6t})$$

$$N = 19$$

3.1.29. Kutovi lopatica na izlazu iz rotora  $\beta_{6t}$  ,  $\beta_{6h}$

$$\text{tg } \beta_{6t} = U_{6t}/V_6$$

$$U_{6t} = r_{6t} n 2 \Pi$$

$$U_{6t} = 313 \text{ m/s}$$

$$\beta_{6t} = 65^\circ$$

$$\operatorname{tg} \beta_{6h} = U_{6h} / V_6$$

$$U_{6h} = r_{6h} n 2\pi$$

$$U_{6h} = 137 \text{ m/s}$$

$$\beta_{6h} = 43.2^\circ$$

### 3.1.30. Reaktivnost $R$

$$R = (T_4 - T_6) / (T_{00} - T_{06})$$

$$R = 0.412$$

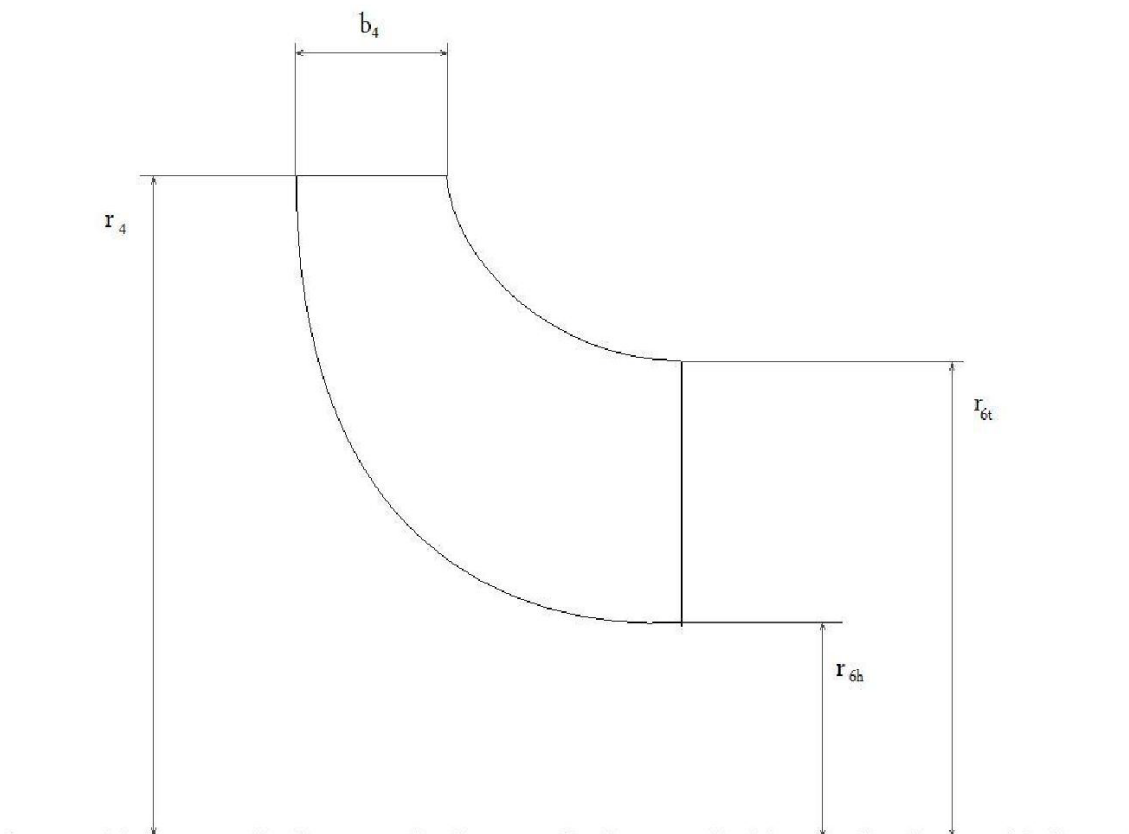
### 3.1.31. Skica i dimenzije rotora

$$r_4 = 0.1419 \text{ m}$$

$$r_{6t} = 0.09656 \text{ m}$$

$$r_{6h} = 0.04227 \text{ m}$$

$$b_4 = 0.02082 \text{ m}$$



3.1.32. Proračun dimenzija po Aungieru, koristeći dobivene podatke

3.1.29.1. Debljina lopatica na ulazu u rotor  $t_{b4}$

$$t_{b4}=0.04r_4$$

$$t_{b4}=5.68 \text{ mm}$$

3.1.32.2. Debljina lopatica na izlazu iz rotora  $t_{b6}$

$$t_{b6}=0.02r_4$$

$$t_{b6}=2.84 \text{ mm}$$

3.1.32.3. Korejtni polumjer lopatica na izlazu  $r_{6h}$

$$r_{6h}=0.185 r_4$$

$$r_{6h}=0.02625 \text{ m}$$

3.1.32.4. Polumjer vrha lopatice na izlazu iz rotora  $r_{6t}$

$$r_{6t}=\sqrt{r_{6h}^2 + A_6/\Pi}$$

$$r_{6t}=0.0907 \text{ m}$$

3.1.32.5. Dužina rotora  $\Delta z$

$$\Delta z=1.5(r_{6t}-r_{6h})$$

$$\Delta z=0.09668 \text{ m}$$

3.1.32.6. Srednji izlazni polumjer rotora  $r_6$

$$r_6=(r_{6t}+r_{6h})/2$$

$$r_6=0.06147 \text{ m}$$



### 3.1.32.7 Visina lopatica na izlazu $b_6$

$$b_6 = r_{6t} - r_{6h}$$

$$b_6 = 0.06445 \text{ m}$$

### 3.1.32.8. Skica i dimenzije rotora

$$r_4 = 141.9 \text{ mm}$$

$$r_{6t} = 90.7 \text{ mm}$$

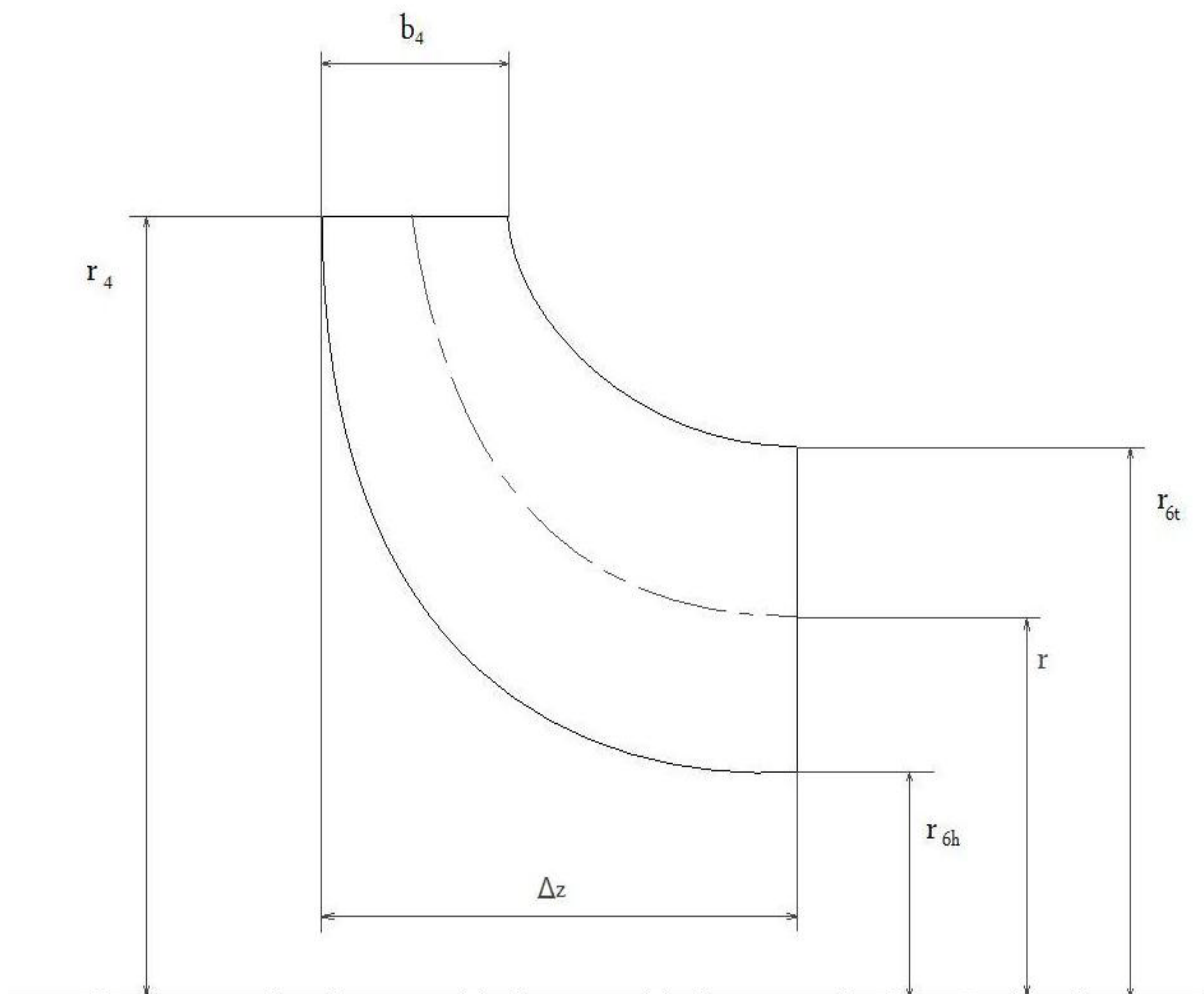
$$r_{6h} = 26.25 \text{ mm}$$

$$b_4 = 20.82 \text{ mm}$$

$$r_6 = 61.47 \text{ mm}$$

$$b_6 = 64.45 \text{ mm}$$

$$\Delta z = 96.68 \text{ mm}$$

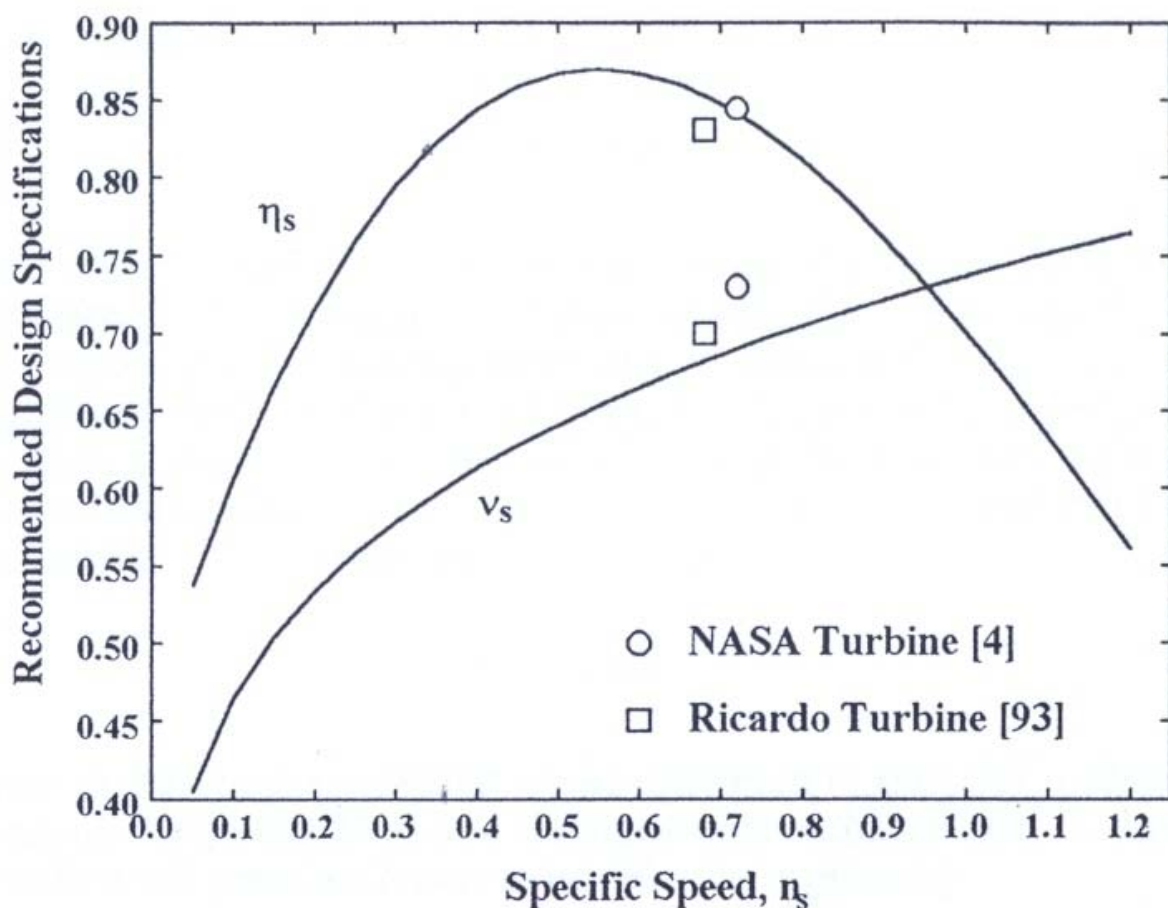


### 3.2. Preliminarni proračun radijalne plinske turbine po Aungieru

U ovom proračunu potrebno je pretpostaviti volumni protok na izlazu iz rotora. Takav proračun bi možda bio primjereniji uz zadani tlak na izlazu, pretpostavljenu malu brzinu na izlazu iz rotora, bez difuzora. U tom slučaju trebamo pretpostaviti samo iskoristivost turbine koju kasnije opet izračunamo i ovisno o tome nastavljamo proračun ili se vraćamo na početak i provodimo slijedeću iteraciju.

Za razliku od prošlog proračuna koji se temelji na koeficijentima opterećenja i protoka, ovdje moramo odrediti specifičnu brzinu  $n_s$  o kojoj ovisi iskoristivost bez iskorištenja izlazne brzine  $\eta_{ts}$  i koeficijent brzine  $v_s$

Njihova ovisnost prikazana je u slijedećem dijagramu, kasnije je opisana formulama:



Trebalo bi voditi računa da specifična brzina  $n_s$  bude između 0.35 i 0.75 radi što veće iskoristivosti  $\eta_{ts}$ .

Za naš proračun bitnija je totalna iskoristivost turbine, veća izlazna brzina (koja se u ovom dijagramu smatra gubitkom) ne predstavlja problem.

Stanje plina na izlazu iz rotora i polazne podatke uzimamo iz prethodnog proračuna, time je specifična brzina unaprijed određena.:

### 3.2.1. Volumni protok na izlazu iz rotora $Q_6$

Volumni protok se računa na temelju statičkih stanja pline na izlazu i masenog protoka dobivenih u prošlom proračunu:

$$Q_6 = \dot{m} \rho_6$$

$$\rho_6 = P_6 / RT_6$$

$$\rho_6 = 0.62125 \text{ kg/m}^3$$

$$Q_6 = 1.3357 \text{ m}^3/\text{s}$$

### 3.2.2. Specifična brzina $n_s$

Specifična brzina definirana je kao bezdimenzijska veličina:

$$n_s = 2\pi n \sqrt{Q_6} / \Delta h_{id}^{0.75}$$

Idealni pad entalpije  $\Delta h_{id}$  računa se kao izentropska ekspanzija od zaustavnih veličina na ulazu u turbinski stupanj na statički tlak na izlazu rotora:

$$\Delta h_{id} = c_p \Delta T_{id}$$

$$T_{id} = T_{00} (p_6 / p_{00})^{(k-1)/k}$$

$$T_{id} = 1112.4 \text{ K}$$

$$\Delta h_{id} = 216641 \text{ J/kg}$$

$$n_s = 0.37306$$

### 3.2.3. Iskoristivost stupnja bez iskorištenja izlazne brzine $\eta_{ts}$

$$\eta_{ts} = 0.87 - 1.07(n_s - 0.55)^2 - 0.5(n_s - 0.55)^3$$

$$\eta_{ts} = 0.83727$$

### 3.2.4. Teoretska brzina nakon izentropske ekspanzije $C_{0s}$

To je fiktivna brzina koju bi plin imao uslijed izentropske ekspanzije sa zaustavnih veličina na ulazu u turbina na statički tlak na izlazu:

$$C_{0s} = \sqrt{2\Delta h_{id}}$$

$$C_{0s} = 658.24 \text{ m/s}$$

### 3.2.5. Obodna brzina na ulazu u rotor $U_4$

$$U_4 = v_s C_{0s}$$

$$\text{koeficijent brzine } v_s = 0.737 n_s^2$$

$$v_s = 0.6051$$

$$U_4 = 427.92 \text{ m/s}$$

### 3.2.6. Vanjski polumjer rotora $r_4$

$$r_4 = U_4 / 2\pi n$$

$$r_4 = 0.132 \text{ m}$$

### 3.2.7. Zaustavni tlak na ulazu u rotor $p_{04}$

U ovom proračunu uzeti su u obzir gubici u statoru po slijedećoj formuli:

$$p_{04} = p_{00} - \rho_{00} \Delta h_{id} (1 - \eta_{ts}) / 4$$

$$\text{zaustavna gustoća plinova na ulazu u rotor } \rho_{00} = P_{00} / RT_{00}$$

$$\rho_{00} = 1.01384 \text{ kg/m}^3$$

$$p_{04} = 371964.5 \text{ Pa}$$

### 3.2.8. Tangencijalna komponenta brzine mlaza na ulazu u rotor $C_{\theta 4}$

$$C_{\theta 4} = U_4 \eta_{ts} / 2 v_s^2$$

$$C_{\theta 4} = 489.26 \text{ m/s}$$

### 3.2.9. Kut mlaza na ulazu u rotor $\alpha_4$

$$\alpha_4 = 10.8 + 14.2 n_s^2$$

$$\alpha_4 = 12.776^\circ$$

### 3.2.10. Debljina lopatica na ulazu u rotor $t_{b4}$

$$t_{b4} = 0.04 r_4$$

$$t_{b4} = 5.28 \text{ mm}$$

### 3.2.11. Debljina lopatica na izlazu iz rotora $t_{b6}$

$$t_{b6} = 0.02 r_4$$

$$t_{b6} = 2.64 \text{ mm}$$

### 3.2.12. Korjeni polumjer lopatica na izlazu $r_{6h}$

$$r_{6h} = 0.185 r_4$$

$$r_{6h} = 0.024424 \text{ m}$$

### 3.2.13. Brzina mlaza na izlazu iz statora $C_4$

$$C_4 = c_{\theta 4} / \cos \alpha_4$$

$$C_4 = 502.03 \text{ m/s}$$

### 3.2.14. Meridionalna brzina na ulazu u rotor $C_{m4}$

$$C_{m4} = c_{\theta 4} \tan \alpha_4$$

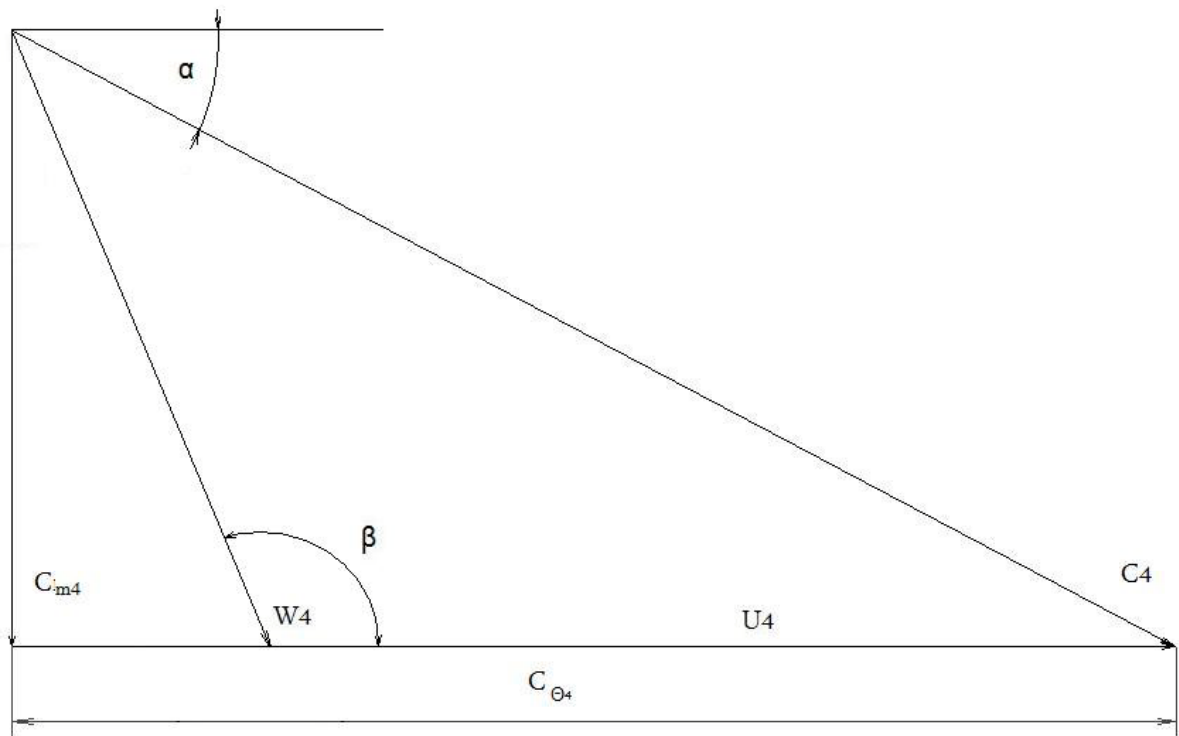
$$C_{m4} = 111.02 \text{ m/s}$$

### 3.2.15. Kut relativne brzine na ulazu u rotor (u odnosu na tangentu na rotor) $\beta_4$

$$\beta_4 = \arccos \frac{C_{m4}}{W_4} + 90^\circ$$

$$\beta_4 = 118.92^\circ$$

### 3.2.16. Trokut brzina na ulazu u rotor



### 3.2.17. Statička temperatura na ulazu u rotor $T_4$

$$T_4 = T_{00} - C_4^2 / 2c_p$$

$$T_4 = 1190.9 \text{ K}$$

### 3.2.18. Statički tlak na ulazu u rotor $p_4$

$$p_4 = p_{04} (T_4 / T_{00})^{k/(k-1)}$$

$$p_4 = 261882.6 \text{ Pa}$$

### 3.2.19. Machov broj na ulazu u rotor $M_4$

$$M_4 = C_4 / \sqrt{k R T_4}$$

$$M_4 = 0.74$$

### 3.2.20. Površina ulaznog presjeka rotora $A_4$

$$A_4 = \dot{m} R T_4 / p_4 C_{m4}$$

$$A_4 = 0.0254$$

### 3.2.21. Visina lopatica na ulazu u rotor $b_4$

$$b_4 = A_4 / 2\pi r_4$$

$$b_4 = 0.030682 \text{ m}$$

### 3.2.22. Meridionalna brzina na izlazu iz rotora $C_{m6}$

$$C_{m6}/C_{m4} = 1 + 5(b_4/r_4)^2$$

$$C_{m6} = 141 \text{ m/s}$$

Ako pretpostavimo da nema vrtloga na izlazu iz rotora  $C_{m6} = C_6$

Brzina na izlazu  $C_6$  približno je jednaka brzini iz prošlog proračuna.

Taj detalj je vrlo bitan jer ukazuje na valjanost proračuna.

### 3.2.23. Broj lopatica na rotoru N

$$N = 12 + 0.03(33 - \alpha_4)^2 = 24.27$$

$$N = 24$$

### 3.2.23. Zaustavna temperatura na izlazu iz rotora $T_{06}$

$$T_{06} = T_{00} - L_t / c_p$$

$$T_{06} = 1146.47 \text{ K}$$

### 3.2.25. Statička temperatura na izlazu iz rotora $T_6$

$$T_6 = T_{06} - C_6^2 / 2c_p$$

$$T_6 = 1137.86 \text{ K}$$

### 3.2.26. Machov broj na izlazu iz rotora $M_6$

$$M_6 = C_6 / \sqrt{k R T_6}$$

$$M_6 = 0.213$$

### 3.2.27. Površina izlaznog presjeka $A_6$

$$A_6 = \dot{m} R T_6 / p_6 C_6$$

$$A_6 = 0.02456 \text{ m}^2$$

### 3.2.28. Polumjer vrha lopatice na izlazu iz rotora $r_{6t}$

$$r_{6t} = \sqrt{r_{6h}^2 + A_6 / \Pi}$$

$$r_{6t} = 0.09173 \text{ m}$$

### 3.2.29. Srednji izlazni polumjer rotora $r_6$

$$r_6 = (r_{6t} + r_{6h}) / 2$$

$$r_6 = 0.05895 \text{ m}$$

### 3.2.30. Visina lopatice na izlazu $b_6$

$$b_6 = r_{6t} - r_{6h}$$

$$b_6 = 0.0673 \text{ m}$$

### 3.2.31. Dužina rotora $\Delta z$

$$\Delta z = 1.5(r_{6t} - r_{6h})$$

$$\Delta z = 0.101 \text{ m}$$

### 3.2.32. Relativna brzina na ulazu u rotor $W_4$

$$W_4 = \sqrt{(C_{\theta 4} - U_4)^2 + C_{m4}^2}$$

$$W_4 = 126.82 \text{ m/s}$$



### 3.2.33. Srednja relativna izlazna brzina $W_6$

$$W_6 = \sqrt{(r_6 2\pi n)^2 C_{m6}^2}$$

$$W_6 = 235.13 \text{ m/s}$$

### 3.2.34. Faktor skliza $\sigma$

$$\sigma = 1 - \sqrt{\sin \beta_4} / N^{0.7}$$

$$\sigma = 0.9054$$

### 3.2.35. Faktor blokade lopatica $K_{B4}$

$$K_{B4} = 1 - N t_{b4} / (2\pi r_4 \sin \beta_4)$$

$$K_{B4} = 0.8472$$

### 3.2.36. Korekcija tangencijalne brzine na ulazu $C_{\theta 4}^*$

$$C_{\theta 4}^* = \sigma (U_4 - C_{m4} \cot \beta_4 / K_{B4})$$

$$C_{\theta 4}^* = 453 \text{ m/s}$$

### 3.2.37. Idealni i stvarni relativni kut na normalu rotora $i_4$ , $i_4^*$

$$i_4^* = \beta_4 - 90^\circ + \tan^{-1}[(U_4 - C_{\theta 4}^*)K_{B4}/C_{m4}]$$

$$i_4^* = 18.12^\circ$$

$$i_4 = \beta_4 - 90^\circ + \tan^{-1}[(U_4 - C_{\theta 4})K_{B4}/C_{m4}]$$

$$i_4 = 3.83^\circ$$

### 3.2.38. Srednji razmak lopatica na izlazu $s_6$

$$s_6 = 2\pi r_6 / N$$

$$s_6 = 0.0152 \text{ m}$$

### 3.2.39. Srednja širina grla $o_6$

$$o_6 = s_6 C_{m6} / W_6$$

$$o_6 = 0.0099114 \text{ m}$$

### 3.2.40. Provjera proračuna

$$0.2 \leq C_{m6} / U_4 \leq 0.4$$

$$C_{m6} / U_4 = 0.33$$

$$r_{6t} / r_4 \leq 0.7$$

$$r_{6t} / r_4 = 0.695$$

$$1 \leq C_{m6} / C_{m4} \leq 1.5$$

$$C_{m6} / C_{m4} = 1.27$$

$$0.45 \leq R \leq 0.65$$

$$R = (T_4 - T_{06}) / (T_{00} - T_6) = 0.274$$

$$\Delta z \geq 1.5 b_4$$

$$\Delta z = 3.3 b_4$$

$$r_{s6} \leq 0.9 r_4$$

$$r_{s6} = 0.695 r_4$$

### 3.2.41. Skica i dimenzije rotora

$$r_4 = 132 \text{ mm}$$

$$r_{6t} = 91.7 \text{ mm}$$

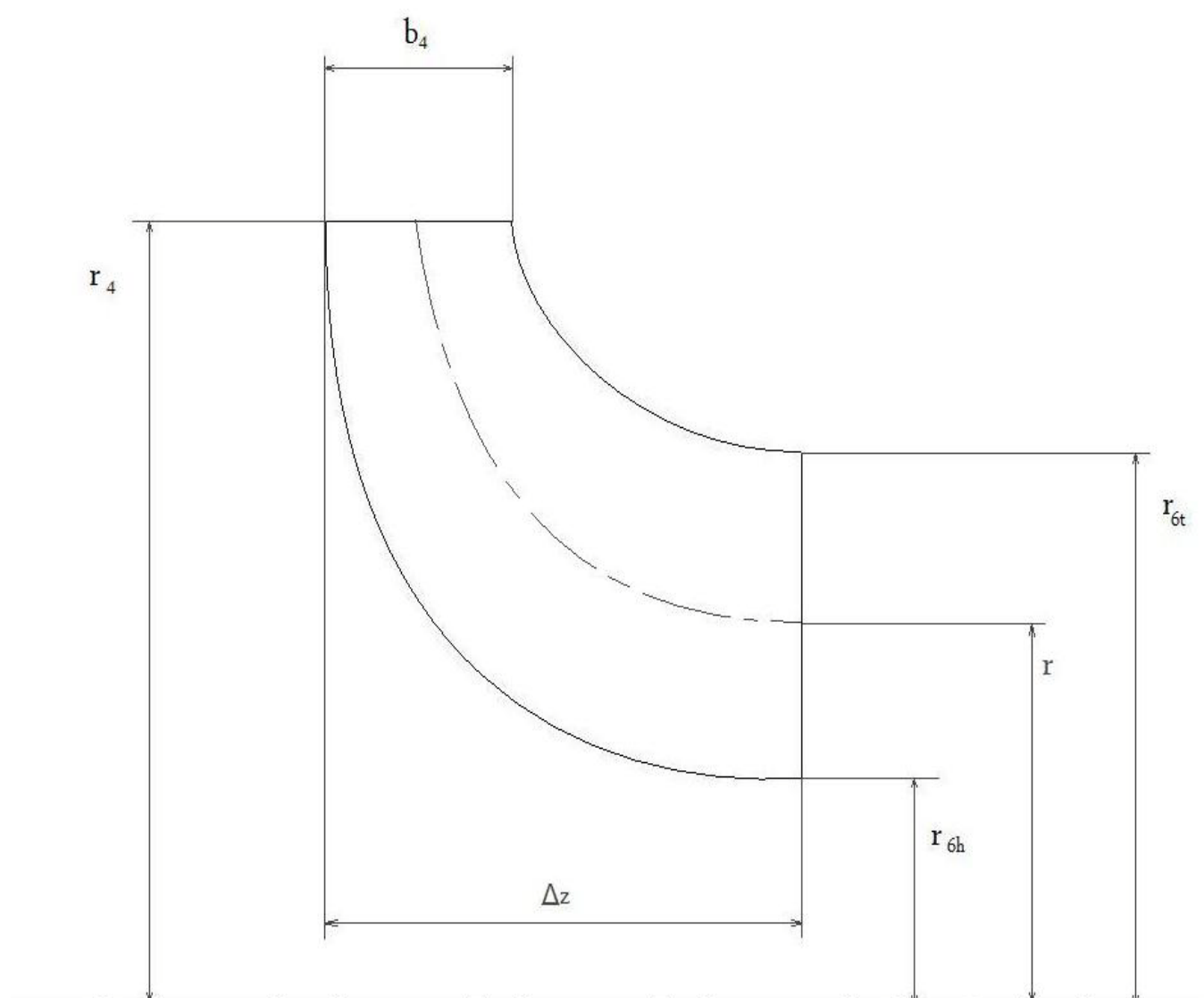
$$r_{6h} = 24.4 \text{ mm}$$

$$b_4 = 30.7 \text{ mm}$$

$$r_6 = 58.95 \text{ mm}$$

$$b_6 = 67.3 \text{ mm}$$

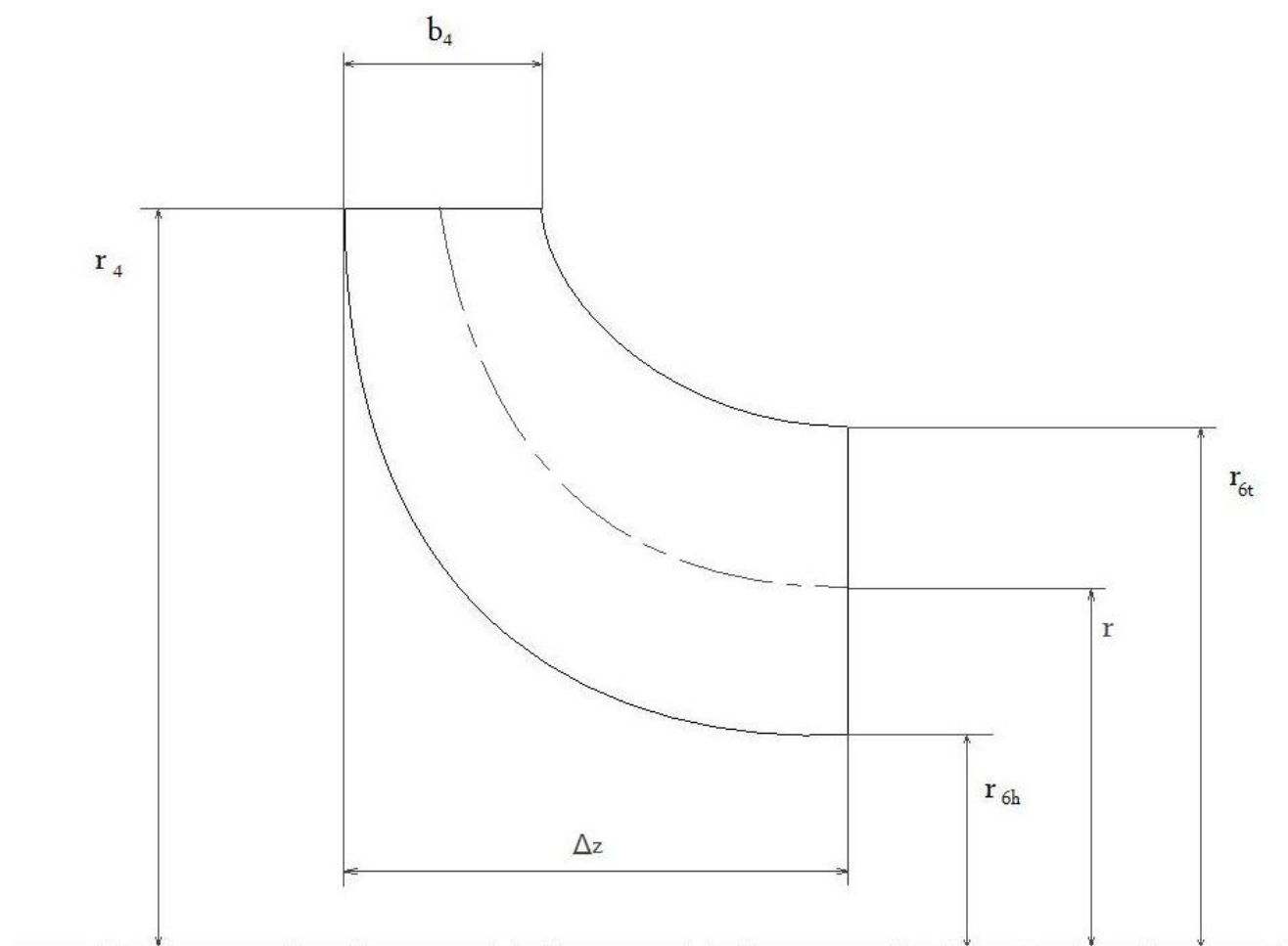
$$\Delta z = 101 \text{ mm}$$



## 4. Glavne dimenzije rotora radijalne plinske turbine

### 4.1 Tablica glavnih dimenzija rotora po proračunima [mm]

### 4.2 Skica rotora



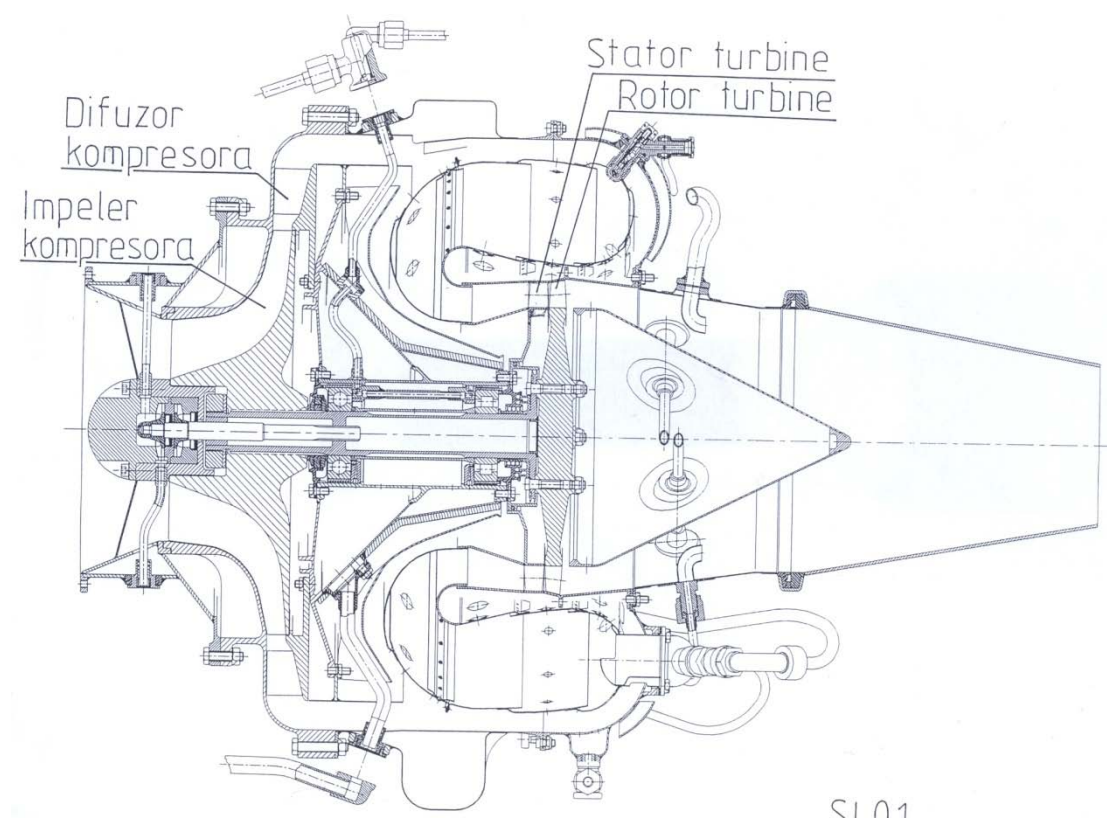
## Zaključak

Iz termodinamičkog i aerodinamičkog proračuna koji je napravljen u ovom završnom radu, može se zaključiti slijedeće:

Aksijalnu turbinu na motoru TM 140 moguće je zamijeniti radijalnom. Motor bi sa takvom turbinom imao iste performanse u projektnom režimu rada pri optimalnoj brzini vrtnje. U vanprojektnom režimu rada do izražaja dolaze nedostaci radijalne turbine kao što je manja iskoristivost u odnosu na aksijalnu turbinu. To znači da bi motor sporije ubrzavao, imao bi manje mogućnosti za dodatnu snagu u nuždi.

Polumjer rotora radijalne turbine je manji, tj. 91.7 mm u odnosu na 104.6 mm aksijalne turbine. Razlika nije velika, i ako uzmemo u obzir da stator radijalne turbine značajno doprinosi njenim dimenzijama, radijalna turbina će vrlo vjerojatno imati veći promjer od aksijalne. Dimenzije motora autoru ovog rada nisu poznate a dimenzije statora radijalne turbine nisu tražene u zadatku. Zbog toga ne možemo utvrditi je li fizički moguće ugraditi turbinu u postojeći motor. Više se može zaključiti iz slike motora.

Slijedeća slika pokazuje presjek motora TM 140 sa aksijalnom plinskom turbinom:



## Popis literature

- [1] Aungier Ronald H., Axial-Flow and Radial Inflow Turbine Design and Analysis, New York, 2006
- [2] Termodinamički i plinskodinamički proračun turbomlaznog motora TM 140, Zagreb, 1996.
- [3] Hećimović H., Diplomski rad, Zagreb 2009.
- [4] Baines N., Radial and mixed flow turbine options for high boost turbochargers, 2002.
- [5] Boyce Merherwan P., Gas turbine engineering handbook, 2002.